

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-330126

(43)Date of publication of application : 30.11.2001

(51)Int.Cl.

```

F16H 61/04
F16H 9/00
// F16H 59:08

```

(21)Application number : 2000-151639

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 23.05.2000

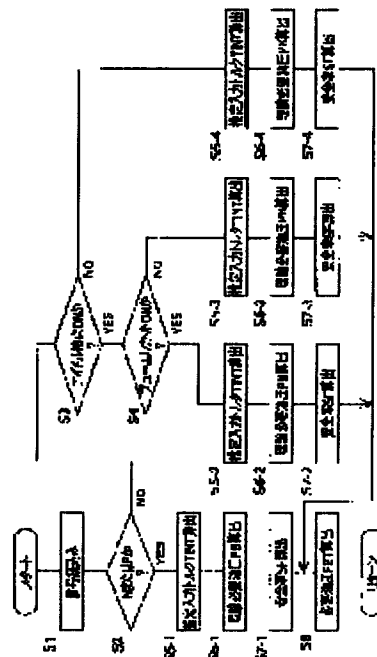
(72)Inventor : TANIGUCHI KOJI
KONO KATSUMI
MATSUO KENJI
YASUE HIDEKI
TAMURA TADASHI
INOUE DAISUKE
YAMAMOTO YOSHIAKI
KONDO HIROKI
HANEBUCHI RYOJI
HATTORI TAKEHITO

(54) CONTROLLER FOR BELT TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To properly control belt clamping-pressing force while avoiding slippage of a belt to reduce an energy loss, by classifying cases for control of the force according to a driving condition and a driven condition.

SOLUTION: Power transmission between an engine and a belt type continuously variable transmission is determined, in an N-range or a P-range, as the case where it is under an intercepted condition, is determined as as the case where it is under the driving condition, when an idle contact point is OFF, and the cases are further classified by the presence of fuel-cut in the driven condition where the idle contact point is ON. Estimated input torque TINT, theoretical required oil pressure PB and a factor of safety SF are calculated in each of the cases hereinbefore to find required oil pressure PBT, and the power transmission belt is clampedly pressed by the belt clamping-pressing force in response to the required oil pressure PBT.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-330126
(P2001-330126A)

(43) 公開日 平成13年11月30日 (2001. 11. 30)

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

F I

ターミナル* (参考)

F 1 6 H 61/04

F 1 6 H 61/04

3 J 5 5 2

9/00

9/00

A

// F 1 6 H 59: 08

59: 08

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願2000-151639(P2000-151639)

(22) 出願日 平成12年5月23日 (2000. 5. 23)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 谷口 浩司

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 河野 克己

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100085361

弁理士 池田 治幸 (外2名)

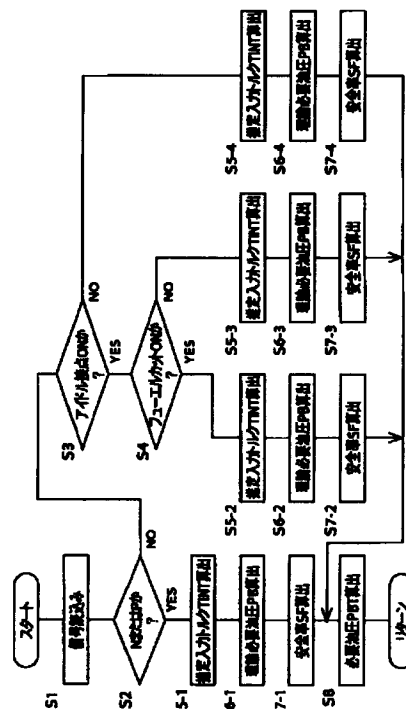
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ベルト式無段変速機の制御装置

(57) 【要約】

【課題】 駆動状態か被駆動状態かによってベルト挟圧力の制御を場合分けすることにより、ベルト滑りを回避しつつベルト挟圧力をより適切に制御してエネルギー損失を更に低減する。

【解決手段】 NレンジまたはPレンジの場合は、エンジンとベルト式無段変速機との間の動力伝達が遮断された遮断状態と判断し、アイドル接点がOFFの場合は駆動状態と判断し、アイドル接点ONの被駆動状態では更にフューエルカットの有無で場合分けし、それぞれ別個に推定入力トルクTINT、理論必要油圧PB、安全率SFを算出して必要油圧PBTを求め、その必要油圧PBTに応じたベルト挟圧力で伝動ベルトを挟圧するようにした。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 溝幅が可変の一对のプーリと、該一对のプーリに巻き掛けられて摩擦力により動力伝達を行う伝動ベルトと、を有して動力伝達経路に配設され、動力源側の入力軸回転速度と反対側の出力軸回転速度との変速比を連続的に変化させることができるとともに、前記プーリが前記伝動ベルトを挟圧するベルト挟圧力を制御できるベルト式無段変速機の制御装置において、前記動力源側から駆動する駆動状態か、該動力源側が回転駆動される被駆動状態か、を判断する入力状態判断手段と、前記駆動状態か被駆動状態かによって前記ベルト挟圧力の制御範囲を変更する挟圧力制御手段と、を有することを特徴とするベルト式無段変速機の制御装置。

【請求項 2】 前記挟圧力制御手段は、ベルト滑りを防止する上で必要な最低限の理論必要ベルト挟圧力に所定の安全率を考慮して前記ベルト挟圧力を決定するもので、前記駆動状態か被駆動状態かによって異なる安全率を用いることにより該ベルト挟圧力の制御範囲を変更するものであることを特徴とする請求項 1 に記載のベルト式無段変速機の制御装置。

【請求項 3】 前記動力伝達経路の動力伝達を遮断できる断続装置を有し、前記入力状態判断手段は、前記断続装置が遮断状態か否かについても判断するようになっており、前記挟圧力制御手段は、前記遮断状態か否かによって前記ベルト挟圧力の制御範囲を変更するようになってい

ることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載のベルト式無段変速機の制御装置。

【請求項 4】 前記ベルト式無段変速機は車両用駆動装置に用いられているもので、前記動力源は燃料の燃焼によって駆動力を発生する内燃機関で、前記入力状態判断手段は、車両走行中に前記内燃機関に対する燃料の供給を停止するフューエルカット時には前記被駆動状態と判断するものであることを特徴とする請求項 1 ～ 3 の何れか 1 項に記載のベルト式無段変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明はベルト式無段変速機の制御装置に係り、特に、ベルト滑りが生じない範囲でベルト挟圧力をできるだけ低くしてエネルギー損失を低減する技術に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 (a) 溝幅が可変の一对のプーリと、その一对のプーリに巻き掛けられて摩擦力により動力伝達を行う伝動ベルトと、を有して動力伝達経路に配設され、動力源側の入力軸回転速度と反対側の出力軸回転速度と

の変速比(=入力軸回転速度/出力軸回転速度)を連続的に変化させることができるベルト式無段変速機が、車両用駆動装置などに使用されている。そして、このようなベルト式無段変速機は、(b) 前記プーリの溝幅を変化させて前記ベルト式無段変速機の変速比を制御する変速制御装置、および(c) 前記プーリが前記伝動ベルトを挟圧するベルト挟圧力を制御する挟圧力制御装置、によって変速比やベルト挟圧力が制御されるようになっているのが普通である。特開平 5-141515 号公報に記載の車両はその一例で、油圧により変速比やベルト挟圧力が制御されるようになっているとともに、変速比が変化する変速過渡時には、所定の安全率を確保できるように変速比が略一定の平衡状態の時よりもベルト挟圧力(ライン圧)を高くすることにより、ベルト滑りを回避しつつ平衡状態の時のベルト挟圧力を低くして燃費等のエネルギー損失を低減するようになっている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、このような従来の制御装置においては、動力源側から駆動する駆動状態と動力源側が回転駆動される被駆動状態とを区別することなくベルト挟圧力の制御が行われていたため、ベルト挟圧力を低くしてエネルギー損失を更に低減する上で必ずしも十分に満足できなかった。すなわち、一般に一对のプーリの一方の油圧制御でベルト挟圧力を制御し、他方のプーリの油圧制御で変速比を制御しているため、動力伝達の方が反対になると、ベルト挟圧力を制御するプーリの駆動、被駆動が反対になってベルト挟圧に必要な油圧も変化するのであるが、従来は何れの場合でもベルト滑りが生じないようにベルト挟圧力すなわち油圧が設定されていたため、場合によりベルト挟圧力が過大になってエネルギー損失を生じる可能性があった。

【0004】 本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、駆動状態か被駆動状態かによってベルト挟圧力の制御を場合分けすることにより、ベルト滑りを回避しつつベルト挟圧力をより適切に制御してエネルギー損失を更に低減することにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】 かかる目的を達成するために、第 1 発明は、溝幅が可変の一对のプーリと、その一对のプーリに巻き掛けられて摩擦力により動力伝達を行う伝動ベルトと、を有して動力伝達経路に配設され、動力源側の入力軸回転速度と反対側の出力軸回転速度との変速比を連続的に変化させることができるとともに、前記プーリが前記伝動ベルトを挟圧するベルト挟圧力を制御できるベルト式無段変速機の制御装置において、(a) 前記動力源側から駆動する駆動状態か、その動力源側が回転駆動される被駆動状態か、を判断する入力状態判断手段と、(b) 前記駆動状態か被駆動状態かによって前記ベルト挟圧力の制御範囲を変更する挟圧力制御手段

と、を有することを特徴とする。

【0006】第2発明は、第1発明のベルト式無段変速機の制御装置において、前記挟圧力制御手段は、ベルト滑りを防止する上で必要な最低限の理論必要ベルト挟圧力に所定の安全率を考慮して前記ベルト挟圧力を決定するもので、異なる安全率を用いることによりそのベルト挟圧力の制御範囲を変更するものであることを特徴とする。

【0007】第3発明は、第1発明または第2発明のベルト式無段変速機の制御装置において、(a) 前記動力伝達経路の動力伝達を遮断できる断続装置を有し、(b) 前記入力状態判断手段は、前記断続装置が遮断状態か否かについても判断するようになっており、(c) 前記挟圧力制御手段は、前記遮断状態か否かによって前記ベルト挟圧力の制御範囲を変更するようになっていたことを特徴とする。

【0008】第4発明は、第1発明～第3発明の何れかのベルト式無段変速機の制御装置において、(a) 前記ベルト式無段変速機は車両用駆動装置に用いられているもので、(b) 前記動力源は燃料の燃焼によって駆動力を発生する内燃機関で、(c) 前記入力状態判断手段は、車両走行中に前記内燃機関に対する燃料の供給を停止するフューエルカット時には前記被駆動状態と判断するものであることを特徴とする。

【0009】

【発明の効果】このようなベルト式無段変速機の制御装置においては、駆動状態か被駆動状態かによってベルト挟圧力の制御範囲を変更するため、ベルト滑りを回避しつつベルト挟圧力をより適切に制御することが可能になり、エネルギー損失を更に低減できる。

【0010】第2発明では、ベルト滑りを防止する上で必要な最低限の理論必要ベルト挟圧力に所定の安全率を考慮してベルト挟圧力を決定する場合に、異なる安全率を用いることによりそのベルト挟圧力の制御範囲を変更するようになっていたため、例えば駆動状態では動力源のトルク変動を安全率に反映させる一方、被駆動状態ではトルク変動を安全率に反映させないようにすることにより、ベルト挟圧力を適切に制御してベルト滑りを回避しつつエネルギー損失を低減できる。

【0011】第3発明では、動力伝達経路の動力伝達が遮断される遮断状態か否かを判断し、遮断状態か否かによってベルト挟圧力の制御範囲が変更されるため、例えばベルト式無段変速機の負荷が小さくてベルト滑りを考慮する必要性が低い遮断状態の場合には、動力源の負荷ができるだけ小さくなるようにベルト挟圧力を設定するなど、ベルト式無段変速機とは別の要求に応じて適切に制御することができる。

【0012】車両用駆動装置に用いられる第4発明では、車両走行中に内燃機関に対する燃料の供給を停止するフューエルカット時には被駆動状態と判断されるが、

このようなフューエルカット時には内燃機関のトルク変動が無いため、燃料が供給されて駆動力を発生している駆動状態に比較してトルク変動を考慮する必要がなく、その分だけベルト挟圧力を低くしてエネルギー損失を低減できる。

【0013】

【発明の実施の形態】本発明は、車両用駆動装置に用いられたベルト式無段変速機の制御装置に好適に適用され、ベルト式無段変速機は走行用の動力源と駆動輪との間の動力伝達経路に配設されるが、車両以外のベルト式無段変速機の制御装置にも適用され得る。走行用の動力源としては、燃料の燃焼によって駆動力を発生するガソリンエンジンやディーゼルエンジンなどの内燃機関、或いは電気エネルギーで作動する電動モータなど、種々の動力源を採用できる。内燃機関および電動モータの両方を走行用の動力源として備えていても良い。

【0014】ベルト式無段変速機の変速制御やベルト挟圧力の制御は、例えば油圧シリンダなどの油圧制御を行うように構成され、変速比を制御する変速制御装置およびベルト挟圧力を制御する挟圧力制御装置は、油圧を制御する電磁開閉弁やリニアソレノイド弁などを含んで構成される。変速制御は、一對のプーリの何れか一方の油圧制御によって行われ、挟圧力制御は他方のプーリの油圧制御によって行われるが、一般に変速制御は動力源側に位置する入力側可変プーリが用いられ、ベルト挟圧力の制御は駆動輪側に位置する出力側可変プーリが用いられる。その場合に、被駆動状態では入力側可変プーリの油圧がベルト挟圧に必要な油圧になるように出力側可変プーリの油圧を制御する必要があるため、例えば予め定められた推力比を用いて出力側可変プーリの油圧制御を行うことが望ましいが、推力比を高い精度で設定することは困難であるため、推力比のばらつきを考慮した安全率を用いることが望ましい。

【0015】変速制御装置は、例えば変速条件に従って目標変速比を求めて実際の変速比が目標変速比になるように制御したり、車速や出力軸回転速度などに応じて入力側の目標回転速度を求め、実際の入力軸回転速度が目標回転速度になるようにフィードバック制御したりするなど、種々の態様を採用できる。入力側の目標回転速度は目標変速比に対応し、必ずしも目標変速比そのものを求める必要はない。

【0016】上記変速条件は、例えばアクセル操作量などの運転者の出力要求量および車速（出力軸回転速度に対応）などの運転状態をパラメータとするマップや演算式などによって設定される。なお、常に自動的に変速比が制御される必要はなく、所定車速以上の走行中など一定の条件下で運転者が手動操作で任意に変速比を変更できるようにもなっている。

【0017】挟圧力制御装置は挟圧力制御手段を含むもので、挟圧力制御手段は、例えば(a) ベルト式無段変速

機に入力される推定入力トルクを算出する推定入力トルク算出手段と、(b) その推定入力トルクに基づいてベルト滑りを防止する上で必要な最低限の理論必要ベルト挟圧力を算出する理論挟圧力算出手段と、(c) ベルト滑りに関与する物理量の変化特性やばらつきに応じて安全率を算出する安全率算出手段と、(d) 理論必要ベルト挟圧力を基準にして安全率を加味して最終の必要ベルト挟圧力を算出する必要ベルト挟圧力算出手段と、を有して構成される。油圧制御でベルト挟圧力を制御する場合、上記理論挟圧力算出手段は、例えば理論必要油圧を算出する理論必要油圧算出手段にて構成され、必要ベルト挟圧力算出手段は、例えば必要油圧を算出する必要油圧算出手段にて構成される。

【0018】上記推定入力トルク算出手段、理論挟圧力算出手段、および安全率算出手段は、必要に応じて駆動状態か被駆動状態かによって異なる演算処理を行うように構成される。例えば、推定入力トルク算出手段は、駆動状態では動力源フリクショントルクやオイルポンプ駆動トルク、エアコン駆動トルク、オルタネータ駆動トルクなどを減算する一方、被駆動状態ではそれ等のトルクを加算する。理論挟圧力算出手段は、例えば駆動状態では被駆動側のプーリの油圧でベルト挟圧力を制御する場合、被駆動状態では前記推力比を考慮して理論必要ベルト挟圧力（理論必要油圧）を算出する。安全率算出手段は、例えば駆動状態では動力源のトルク変動を安全率に反映させるが、被駆動状態ではそのトルク変動を安全率に反映させる必要はなく、被駆動状態では推力比のばらつきを安全率に反映させるが、推力比が必要ない駆動状態ではそのばらつきを安全率に反映させる必要はない。

【0019】上記安全率の算出に際しては、動力源トルクの変動、動力源フリクショントルクのばらつき、伝動ベルトとプーリとの間の摩擦係数のばらつきや温度特性、悪路や段差乗り越え時等の路面からの逆入力、などを反映させて求めることが望ましい。前記必要ベルト挟圧力算出手段は、例えば理論必要ベルト挟圧力と安全率とを掛算して最終の必要ベルト挟圧力（必要油圧など）を算出するように構成され、その場合の安全率は、1.0を基準にして上記各ファクターによる安全係数をそれぞれ加算したり、ファジー推論などを用いて算出したりすれば良い。

【0020】第2発明では、ベルト滑りを防止する上で必要な最低限の理論必要ベルト挟圧力に所定の安全率を考慮してベルト挟圧力を決定するようになっているが、第1発明の実施に際しては、例えばベルト滑りに関与する物理量の変化特性やばらつきなどによる安全値を駆動状態か被駆動状態かに応じて算出し、その安全値を上記理論必要ベルト挟圧力に加算するようにしても良いなど、種々の態様を採用できる。なお、安全値を加算する場合も、安全率を考慮してベルト挟圧力を決定する第2発明の一実施態様と見做すこともできる。

【0021】入力状態判断手段は、第4発明のようにフューエルカット時を被駆動状態と判断する他、アイドル接点がONなどのアクセルOFF時を被駆動状態と判断したり、トルクコンバータのタービン回転速度が動力源回転速度より高い場合を被駆動状態と判断したりするなど、種々の態様を採用できる。また、断続装置が遮断状態か否かは、断続装置の係合状態（油圧など）やシフトレバーの操作位置（シフトポジション）などから判断できる。

【0022】第3発明の断続装置は、例えば動力源とベルト式無段変速機との間に配設されるが、ベルト式無段変速機よりも下流側、例えば駆動輪との間などに配設されていても良い。また、この断続装置は、直結クラッチや反力を受ける反力ブレーキなどで、油圧式摩擦係合装置が好適に用いられる。

【0023】断続装置が遮断状態の場合は、ベルト式無段変速機の伝達トルクが略0になり、内燃機関（動力源）などのイナーシャがベルト式無段変速機に作用しないため伝動ベルトの滑りを考慮する必要性が低く、例えば内燃機関によって回転駆動されるオイルポンプによってベルト挟圧用の油圧が発生させられる場合、低温時の内燃機関の始動性を向上させるためにベルト挟圧力（油圧）を低圧に設定することが望ましい。また、内燃機関の吸気管負圧を利用してブレーキ力を助勢するブレーキブースタを備えている場合には、所定の負圧を確保するためにスロットル弁の開き量を小さくする、言い換えれば内燃機関の負荷を小さくすることが望ましく、ベルト挟圧力（油圧）を低圧に設定することが望ましい。

【0024】以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。図1は、本発明が適用された車両用駆動装置10の骨子図である。この車両用駆動装置10は横置き型で、FF（フロントエンジン・フロントドライブ）型車両に好適に採用されるものであり、走行用の動力源として用いられる内燃機関としてエンジン12を備えている。エンジン12の出力は、トルクコンバータ14から前後進切換装置16、ベルト式無段変速機（CVT）18、減速歯車20を介して差動歯車装置22に伝達され、左右の駆動輪24L、24Rへ分配される。

【0025】エンジン12は、吸入空気量を電氣的に調整する電気式スロットル弁30を備えており、運転者の出力要求量を表すアクセル操作量 θ_{acc} などに応じてエンジンECU（電子制御ユニット）110（図2参照）により電気式スロットル弁30の開閉制御や燃料噴射制御等のエンジン出力制御が行われることにより、エンジン12の出力が増減制御される。また、エンジン12の吸気管31にはブレーキブースタ32が接続され、吸気管31内の負圧によってブレーキペダル33の踏込み操作力（ブレーキ力）を助勢するようになっている。

【0026】トルクコンバータ14は、エンジン12のクランク軸に連結されたポンプ翼車14p、およびター

ビン軸34を介して前後進切換装置16に連結されたタービン翼車14tを備えており、流体を介して動力伝達を行うようになっている。また、それ等のポンプ翼車14pおよびタービン翼車14tの間にはロックアップクラッチ26が設けられ、それ等を一体的に連結して一体回転させることができるようになっている。上記ポンプ翼車14pには、ベルト式無段変速機18を变速制御したりベルト挟圧力を発生させたり、或いは各部に潤滑油を供給したりするための油圧を発生する機械式のオイルポンプ28が設けられている。

【0027】前後進切換装置16は、ダブルピニオン型の遊星歯車装置にて構成されており、トルクコンバータ14のタービン軸34はサンギヤ16sに連結され、ベルト式無段変速機18の入力軸36はキャリア16cに連結されている。そして、キャリア16cとサンギヤ16sとの間に配設された直結クラッチ38が係合させられると、前後進切換装置16は一体回転させられてタービン軸34が入力軸36に直結され、前進方向の駆動力が駆動輪24R、24Lに伝達される。リングギヤ16rとハウジングとの間に配設された反力ブレーキ40が係合させられるとともに上記直結クラッチ38が開放されると、入力軸36はタービン軸34に対して逆回転させられ、後進方向の駆動力が駆動輪24R、24Lに伝達される。また、直結クラッチ38および反力ブレーキ40が共に開放されると、エンジン12とベルト式無段変速機18との間の動力伝達が遮断される。直結クラッチ38および反力ブレーキ40は何れも油圧式摩擦係合装置で、エンジン12とベルト式無段変速機18との間の動力伝達を遮断できる断続装置に相当する。

【0028】ベルト式無段変速機18は、上記入力軸36に設けられたV溝幅が可変の入力側可変プーリ42と、出力軸44に設けられたV溝幅が可変の出力側可変プーリ46と、それ等の可変プーリ42、46に巻き掛けられた伝動ベルト48とを備えており、可変プーリ42、46と伝動ベルト48との間の摩擦力を介して動力伝達が行われる。可変プーリ42、46は、V溝幅を変更する油圧シリンダを備えて構成されており、入力側可変プーリ42の油圧シリンダの油圧が变速制御回路50（図2参照）によって制御されることにより、両可変プーリ42、46のV溝幅が変化して伝動ベルト48の掛かり径（有効径）が変更され、変速比 γ （＝入力軸回転速度 N_{IN} ／出力軸回転速度 N_{OUT} ）が連続的に変化させられる。

【0029】図3は、上記变速制御回路50の一例で、変速比 γ を小さくするアップシフト用の電磁開閉弁52および流量制御弁54と、変速比 γ を大きくするダウンシフト用の電磁開閉弁56および流量制御弁58とを備えている。そして、アップシフト用の電磁開閉弁52がCVTコントローラ80（図2参照）によりデューティ制御されると、モジュレータ圧PMを減圧した所定の制

御圧 P_w が流量制御弁54に出力され、その制御圧 P_w に対応して調圧されたライン圧PLが供給路60から入力側可変プーリ42の油圧シリンダに供給されることにより、そのV溝幅が狭くなって変速比 γ が小さくなる。また、ダウンシフト用の電磁開閉弁56がCVTコントローラ80によりデューティ制御されると、モジュレータ圧PMを減圧した所定の制御圧 P_w が流量制御弁58に出力され、その制御圧 P_w に対応してドレーンポート58dが開かれることにより、入力側可変プーリ42内の作動油が排出路62から所定の流量でドレーンされてV溝幅が広くなり、変速比 γ が大きくなる。なお、変速比 γ が略一定で入力側可変プーリ42に対する作動油の供給が必要ない場合でも、油漏れによる変速比変化を防止するため、流量制御弁54は所定の流通断面積でライン油路64と供給路60とを連通させ、所定の油圧を作用させるようになっている。

【0030】また、出力側可変プーリ46の油圧シリンダの油圧は、伝動ベルト48が滑りを生じないように、挟圧力制御回路70（図2参照）により調圧制御される。図4は、挟圧力制御回路70の一例で、前記オイルポンプ28によりオイルタンク72から汲み上げられた作動油は、リニアソレノイド弁74に供給されるとともに、挟圧力制御弁76を経て出力側可変プーリ46の油圧シリンダに供給される。リニアソレノイド弁74は、CVTコントローラ80によって励磁電流が連続的に制御されることにより、オイルポンプ28から供給された作動油の油圧を連続的に調圧して、制御圧 P_s を挟圧力制御弁76に出力するもので、挟圧力制御弁76から出力側可変プーリ46の油圧シリンダに供給される作動油の油圧 P_o は、制御圧 P_s が高くなるに従って上昇させられ、それに伴ってベルト挟圧力すなわち可変プーリ42、46と伝動ベルト48との間の摩擦力が増大させられる。

【0031】リニアソレノイド弁74にはまた、カットバック弁78のON時に制御圧 P_s がフィードバック室74aに供給される一方、カットバック弁78のOFF時には、その制御圧 P_s の供給が遮断されてフィードバック室74aが大気開放されるようになっており、カットバック弁78のON時にはOFF時よりも制御圧 P_s 、更には油圧 P_o の特性が低圧側へ切り換えられる。カットバック弁78は、前記トルクコンバータ14のロックアップクラッチ26のON（係合）時に、図示しない電磁弁から信号圧 P_m が供給されることによりONに切り換えられるようになっている。

【0032】図2のCVTコントローラ80はマイクロコンピュータを含んで構成されており、RAMの一時記憶機能を利用しつつROMに予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことにより、上記ベルト式無段変速機18の变速制御や挟圧力制御を行うもので、シフトポジションセンサ82、アクセル操作量センサ84、

エンジン回転速度センサ86、出力軸回転速度センサ88、入力軸回転速度センサ90、タービン回転速度センサ92、油温センサ94、油圧センサ96などから、それぞれシフトレバー98（図5参照）のシフトポジションSFTP、アクセルペダルの操作量 θ_{acc} 、エンジン回転速度NE、出力軸回転速度NOU T（車速Vに対応）、入力軸回転速度N I N、タービン回転速度NT、ベルト式無段変速機18の油圧回路の油温T_o、出力側可変プーリ46の油圧P_oなどを表す信号が供給されるようになっている。

【0033】シフトレバー98は運転者によって選択操作されるもので、シフトポジションSFTPとして前進走行用のDレンジ、後進走行用のRレンジ、動力伝達を遮断するNレンジ、駐車用のPレンジを備えている。そして、そのシフトレバー98には図5に示すマニュアルシフトバルブ100がケーブル等を介して接続されており、そのマニュアルシフトバルブ100により油路が切り換えられることにより、Dレンジでは前記前後進切換装置16の反力ブレーキ40が開放されるとともに直結クラッチ38が係合させられ、Rレンジでは直結クラッチ38が開放されるとともに反力ブレーキ40が係合させられ、NレンジおよびPレンジでは直結クラッチ38および反力ブレーキ40が共に開放される。反力ブレーキ40には、マニュアルシフトバルブ100からリバースコントロールバルブ102を経て作動油が供給されるようになっており、リバースコントロールバルブ102は、シフトレバー98がRレンジへ操作され時だけ信号圧P_rの供給が停止されてON状態になり、反力ブレーキ40への作動油の供給が許容されるようになっている。また、直結クラッチ38および反力ブレーキ40には、それぞれアクチュエータ104、106が接続され、N→DシフトやN→Rシフトでそれ等のクラッチ38やブレーキ40が係合させられて駆動輪24L、24Rへ駆動力が伝達される際のシフトショックが軽減されるようになっている。なお、Pレンジでは、図示しないメカニカルパーキングロック機構により駆動輪24R、24Lの回転が機械的に阻止されるようになっている。

【0034】前記CVTコントローラ80にはまたエンジンECU（電子制御ユニット）110が接続され、ベルト式無段変速機18の変速制御やベルト挟圧力の制御に必要な各種の情報、例えばエンジン12の吸入空気量Q、エンジン水温THW、オルタネータの電気負荷ELS、アクセルOFFのコースト走行時にエンジン12に対する燃料供給を停止するフューエルカットの有無、減筒運転の有無、エアコンのON・OFF、ロックアップクラッチ26のON・OFF、などに関する信号が供給されるようになっている。

【0035】また、CVTコントローラ80は、図6に示すように機能的に変速制御手段112、入力状態判断手段114、挟圧力制御手段116を備えており、挟圧

力制御手段116は更に推定入力トルク算出手段118、理論必要油圧算出手段120、安全率算出手段122、必要油圧算出手段124を備えている。

【0036】変速制御手段112は、図7に示すように運転者の出力要求量を表すアクセル操作量 θ_{acc} および車速V（出力軸回転速度NOU Tに対応）をパラメータとして予め定められた変速マップから入力側の目標回転速度N I N Tを算出し、実際の入力軸回転速度N I Nが目標回転速度N I N Tと一致するように、それ等の偏差に応じてベルト式無段変速機18の変速制御、具体的には変速制御回路50の電磁開閉弁52、56をフィードバック制御して、入力側可変プーリ42の油圧シリンダに対する作動油の供給、排出を制御する。図7のマップは変速条件に相当するもので、車速Vが小さくアクセル操作量 θ_{acc} が大きい程大きな変速比 γ になる目標回転速度N I N Tが設定されるようになっている。また、車速Vは出力軸回転速度NOU Tに対応するため、入力軸回転速度N I Nの目標値である目標回転速度N I N Tは目標変速比に対応し、ベルト式無段変速機18の最小変速比 γ_{min} と最大変速比 γ_{max} の範囲内で定められている。上記変速マップは、CVTコントローラ80のマップ記憶装置（ROMなど）126に予め記憶されている。この変速制御手段112および変速制御回路50を含んで変速制御装置が構成されている。

【0037】入力状態判断手段114および挟圧力制御手段116は、エンジン12側から駆動輪24L、24R側へ動力が伝達される駆動状態か、駆動輪24L、24R側からエンジン12側へ動力が伝達される被駆動状態（エンジンブレーキ状態）か、断続装置としての直結クラッチ38および反力ブレーキ40が共に開放されている遮断状態か、に場合分けしてベルト挟圧力すなわち出力側可変プーリ46の油圧P_oを制御するためのもので、具体的には図8のフローチャートに従って信号処理を行う。図8のフローチャートは所定のサイクルタイムで繰り返し実行されるもので、ステップS2～S4は入力状態判断手段114によって実行され、ステップS5-1～S5-4は挟圧力制御手段116の推定入力トルク算出手段118によって実行され、ステップS6-1～S6-4は挟圧力制御手段116の理論必要油圧算出手段120によって実行され、ステップS7-1～S7-4は挟圧力制御手段116の安全率算出手段122によって実行され、ステップS8は挟圧力制御手段116の必要油圧算出手段124によって実行される。

【0038】図8のステップS1では、ベルト挟圧力の制御に必要な各種の信号を読み込み、ステップS2では、シフトポジションSFTPがNまたはPレンジか否か、言い換えれば直結クラッチ38および反力ブレーキ40が共に開放された遮断状態か否かを判断する。そして、NまたはPレンジの場合はステップS5-1以下を実行することにより、遮断状態の挟圧力制御を行う一

方、NまたはPレンジでない場合はステップS3でアイドル接点がON否かを判断する。アイドル接点は前記アクセル操作量センサ84に内蔵されていて、アクセル操作量 θ_{acc} が略0のアクセルOFF時にONになるもので、アイドル接点がOFFの場合は通常は駆動状態であり、ステップS5-4以下を実行して駆動状態の挟圧力制御を行う。また、アイドル接点がONの場合は通常は被駆動状態であるが、更にステップS4でフューエルカットの有無を判断し、フューエルカット時にはステップS5-2以下を実行してフューエルカットON被駆動状態の挟圧力制御を行う一方、フューエルカットが実施されていない場合は、ステップS5-3以下を実行してフューエルカットOFF被駆動状態の挟圧力制御を行う。

【0039】本実施例では、アイドル接点がONかOFFかによって駆動状態か被駆動状態かを判断するようになっているが、アイドル接点がONの場合でもクリープ走行等の低車速では駆動状態であるため、例えばタービン回転速度NTとエンジン回転速度NEとを比較することにより、駆動状態か被駆動状態かをより正確に判断するようにしても良い。すなわち、 $NT \leq NE$ であれば駆動状態で、 $NT > NE$ であれば被駆動状態と判断するのである。アイドル接点がOFFのアクセル踏み込み操作時でも、同様にして駆動状態か被駆動状態かをより正確に判断することができる。

【0040】ステップS5-1、S5-2、S5-3、S5-4は、何れも推定入力トルクTINTを算出するステップで、具体的には、図9に示すフローチャートに従って信号処理を行う。図9のステップR1では、吸入空気量Qおよびエンジン回転速度NEに基づいて、予め設定されたマップや演算式に従って推定エンジントルクTEを算出する。但し、被駆動状態では正確に算出できないため、エンジン12のポンプ作用による推定エンジントルクTEをフューエルカットの有無などに応じて予めマップなどで設定しておく。

【0041】ステップR2では、トルクコンバータ14の速度比e（＝出力回転速度／入力回転速度）に基づいて、予め設定されたマップや演算式に従ってトルク比を算出し、上記推定エンジントルクTEに掛算するとともに、入力軸回転速度NINの変化によって発生するエンジン12等のイナーシャトルク分を加算することにより、推定タービントルクTTを算出する。ロックアップクラッチ26がON（係合）の場合は、トルク比＝1.0である。

【0042】ステップR3では、シフトレバー98がDレンジかRレンジかに応じて、直結クラッチ38または反力ブレーキ40の係合トルクTKを算出する。すなわち、それ等のクラッチ38またはブレーキ40が完全係合している場合は、ベルト式無段変速機18への入力トルクは前記推定タービントルクTTであるが、N→Dシ

フトまたはN→Rシフト直後の係合過渡時には、この係合トルクTKがベルト式無段変速機18への入力トルクになるため、係合過渡時においても適切な挟圧力制御を行うためには係合トルクTKを求める必要がある。本実施例では、直結クラッチ38、反力ブレーキ40に何れもアクキュムレータ104、106が接続されているため、それ等のアクキュムレータ104、106の油圧特性に応じて予め定められたマップなどにより、N→DシフトまたはN→Rシフトからの経過時間などに基づいて算出される。例えば図10は、直結クラッチ38が係合させられるN→Dシフト時のタイムチャートの一例で、係合トルクTKに対応するクラッチ係合油圧はアクキュムレータ104の油圧特性に従って上昇させられるため、N→Dシフト時間 t_0 からの経過時間に基づいて係合トルクTKを求めることができる。

【0043】なお、機械的なアクキュムレータ104、106を使用せず、リニアソレノイド弁などで係合油圧を直接制御する場合は、その指令値から係合トルクTKを算出することができる。

【0044】図9に戻って、ステップR4では、上記推定タービントルクTTと係合トルクTKとを比較し、 $TT \leq TK$ すなわちクラッチ38またはブレーキ40が完全係合させられている場合は、ステップR5で推定タービントルクTTを推定入力トルクTINにする一方、N→D（またはN→R）シフトの直後などで $TT > TK$ の場合は、ステップR6で係合トルクTKを推定入力トルクTINにする。なお、NレンジまたはPレンジの遮断状態では係合トルクTK＝0で、推定入力トルクTINも0になる。

【0045】ここで、上記推定タービントルクTTと係合トルクTKとの比較や、推定入力トルクTINの設定に際しては、必要に応じて前後進切換装置16を構成している遊星歯車装置のギヤ比を考慮することになる。

【0046】また、前記図10の実線は、アクセル操作量 θ_{acc} が略0のアクセルOFF時のもので、直結クラッチ38は、アクキュムレータ104のピストンが後退させられる時間 $t_1 \sim t_2$ の範囲内で完全係合させられてタービン回転速度NTが0になるとともに、ベルト式無段変速機18への入力トルクは比較的滑らかに上昇させられるため、上記推定タービントルクTTと係合トルクTKとの比較による推定入力トルクTINの設定が可能である。これに対し、例えば一点鎖線で示すようにN→Dシフト直後にアクセルが踏み込み操作されると、エンジン回転速度NE更にはタービン回転速度NTが吹き上がるため、時間 $t_1 \sim t_2$ の範囲内でクラッチ38が完全係合できず、アクキュムレータ104のピストンが後退端に達してクラッチ係合油圧がライン圧PLまでステップ上昇させられる際に急係合させられるため、その係合時にエンジン12のイナーシャなどで入力トルクが急増する場合がある。このため、例えばN→D（またはN→

R) シフト時間 t_0 から所定時間内にアクセル操作量 θ_{acc} が所定値以上になったか否か、或いは $N \rightarrow D$ (または $N \rightarrow R$) シフト時間 t_0 から所定時間内にエンジン回転速度 N_E が所定値以上になったか否か、などによりアクチュレータ 104、106 の作動終了までにクラッチ 38 やブレーキ 40 が完全係合できないか否かを判断し、完全係合できないと判断した場合には、急係合による入力トルクの上昇を考慮して推定入力トルク T_{IN} を別設定することが望ましい。この場合の推定入力トルク T_{IN} は、通常よりも高い一定値が設定されても良いが、その時のライン圧などをパラメータとして設定されるようにしても良い。

【0047】そして、次のステップ R7 では、推定入力トルク T_{IN} を例えば図 11 に示すように入力状態に応じて別々に補正する。具体的には、駆動状態および被駆動状態では、エンジンフリクショントルク、オイルポンプ駆動トルク、エアコン駆動トルク、オルタネータ駆動トルクを考慮し、駆動状態 (S5-4) ではそれ等のトルクを減算する一方、被駆動状態 (S5-2、S5-3) ではそれ等のトルクを加算して、最終的な推定入力トルク T_{INT} を算出する。すなわち、オイルポンプ 28 やエアコンのコンプレッサ、オルタネータ等の補機はエンジン 12 によって駆動されるため、駆動状態ではエンジン 12 の出力トルクからそれ等の駆動トルクを差し引いたトルクがベルト式無段変速機 18 側へ伝達されるのである。また、車軸からの逆トルクでエンジン 12 が回転駆動される被駆動状態では、上記オイルポンプ 28 等の補機もその逆トルクで回転駆動されることになり、その反力 (回転抵抗) がベルト式無段変速機 18 の負荷になる。このため、エンジン 12 のトルク (ポンプ作用による回転抵抗) にそれ等のトルクを加算したトルクがベルト式無段変速機 18 の入力トルクになる。なお、これ等の補正を、係合トルク T_K と比較する前の推定タービントルク T_T 、或いは推定エンジントルク T_E の段階で行うようにしても良い。

【0048】また、NレンジまたはPレンジの遮断状態の場合 (S5-1) は、ベルト式無段変速機 18 への入力トルクが略 0 であるため、ベルト滑りを考慮する必要性が低く、別の設定方法が可能である。例えばエンジン停止時であれば、低温時のエンジン 12 の始動性を向上させるために、エンジン 12 の回転負荷になるオイルポンプ 28 の負荷が小さくなるように、比較的小さな推定入力トルク T_{INT} を設定してベルト挟圧用の油圧を低圧にすることが望ましい。また、本実施例ではエンジン 12 の吸気管負圧を利用してブレーキ力を助勢するブレーキブースタ 32 を備えているため、Nレンジでも所定のブレーキ助勢力が得られるように所定の吸気管負圧を確保することが望ましく、電気式スロットル弁 30 の開き量が小さくなるように、比較的小さな推定入力トルク T_{INT} を設定してベルト挟圧用の油圧を低圧にするこ

とが望ましい。すなわち、ベルト挟圧用の油圧が高いと、オイルポンプ 28 を回転駆動するための負荷が大きくなるため、所定のアイドル回転速度を維持するために電気式スロットル弁 30 (またはアイドル回転速度制御用バルブ) を開き制御する必要があるが、このように電気式スロットル弁 30 を開いて吸入空気量を多くすると、吸気管負圧が低くなってブレーキ助勢力が低下してしまうのである。

【0049】図 8 に戻って、ステップ S6-1、S6-2、S6-3、S6-4 は、何れも上記推定入力トルク T_{INT} に基づいて理論必要油圧 P_B を算出する。この理論必要油圧 P_B は、理論必要ベルト挟圧力に対応するもので、ベルト滑りを防止できる最低必要油圧であり、入力側可変プーリ 42 から出力側可変プーリ 46 へ動力伝達する駆動状態の場合 (S6-4)、入力側可変プーリ 42 のベルト掛かり径 R を用いて、基本的に次式 (1) に従って求めることができる。K は、プーリ面積や摩擦係数などのハード諸元、オイル密度などによって定まる係数で、ベルト掛かり径 R は変速比 γ から求めることができる。図 13 は、推定入力トルク T_{INT} 、変速比 γ 、および理論必要油圧 P_B の関係を示す概略図である。なお、(1) 式は簡略式で、遠心力などを考慮して更に厳密に求めることが望ましい。

$$P_B = K \times (T_{INT} / R) \quad \dots (1)$$

【0050】出力側可変プーリ 46 から入力側可変プーリ 42 へ動力伝達する被駆動状態の場合 (S6-2、S6-3) は、入力側可変プーリ 42 側のベルト挟圧力を適切に制御する必要があるため、出力側可変プーリ 46 と入力側可変プーリ 42 との推力比 α を予め定められたマップや演算式から求め、入力側可変プーリ 42 側で所定のベルト挟圧力が得られる出力側可変プーリ 46 の理論必要油圧 P_B を次式 (2) に従って算出する。推力比 α を求めるマップや演算式は、予め実験などにより変速比 γ をパラメータとして設定されており、前記マップ記憶装置 126 に記憶されている。

$$P_B = K \times \alpha \times (T_{INT} / R) \quad \dots (2)$$

【0051】また、NレンジまたはPレンジの遮断状態の場合 (S6-1) は、推定入力トルク T_{INT} そのものが正確でないとともに、エンジン 12 等のイナーシャがベルト式無段変速機 18 に影響しないためベルト滑りを考慮する必要性が低く、上記 (1) 式、(2) 式のどちらを用いて理論必要油圧 P_B を算出しても良い。また、この他の演算式から理論必要油圧 P_B を算出しても良いが、この理論必要油圧 P_B の算出式に基づいて、所定の油圧になるように前記推定入力トルク T_{INT} を設定することになる。推定入力トルク T_{INT} を設定することなく、ステップ S6-1 で直接理論必要油圧 P_B を設定するようにしても良い。

【0052】ステップ S7-1、S7-2、S7-3、S7-4 では、安全率 S_F を例えば図 12 に示すように

駆動状態か被駆動状態かによって別々に算出する。安全率 $S F$ は、ベルト滑りに関与する物理量の変化特性やばらつきに拘らずベルト滑りが生じないように、前記理論必要油圧 $P B$ に掛算されるもので、1.0 を基準にして所定の安全係数をそれぞれ加算して求める。具体的には、駆動状態の場合 ($S 7-4$) は、エンジントルクの変動に関する安全係数 $S F_1$ 、エンジン 12 のフリクショントルクのばらつきに関する安全係数 $S F_2$ 、伝動ベルト 48 と可変プーリ 42、46 との間の摩擦係数のばらつきと温度特性に関する安全係数 $S F_3$ 、悪路や段差乗り越し時等の路面からの逆入力に関する安全係数 $S F_4$ 、をそれぞれ 1.0 に加算して安全率 $S F$ を求める。また、被駆動状態の場合 ($S 7-2$ 、 $S 7-3$) は、前記推力比 α のばらつきに関する安全係数 $S F_5$ を加算して安全率 $S F$ を算出するが、フューエルカット時にはエンジントルクの変動が無い場合、上記安全係数 $S F_1$ を加算する必要はない。フューエルカット OFF 時の被駆動状態の場合、すなわちステップ $S 7-3$ では安全係数 $S F_1$ を加算すれば良い。図 12 の「○」は安全率 $S F$ に反映されることを意味し、「×」は安全率 $S F$ に反映されないことを意味し、「△」は、場合によって反映されることを意味する。

【0053】上記エンジントルクの変動に関する安全係数 $S F_1$ は、(エンジントルク+トルク変動幅)/(エンジントルク) で求められるが、ロックアップクラッチ 26 の ON (係合) 時にはトルク変動が大きくなるため、ロックアップクラッチ 26 の ON、OFF で場合分けし、ON 時には OFF 時よりも大きな値にすることが望ましい。エンジン部品のフェールで減筒運転を行う場合もトルク変動が大きくなるため、正常時よりも大きな値にすることが望ましい。また、トルクコンバータ 14 のダンパーは、一般に 2 段折れ特性となっており、エンジントルクが折れ点トルクより大きいと振動が大きくなるため、エンジントルク (推定エンジントルク $T E$) が折れ点トルクより大きいと否かによって場合分けすることが望ましい。但し、被駆動状態ではエンジントルクが折れ点トルクを越えることはないため考慮する必要はない。その他の安全係数 $S F_2 \sim S F_5$ については、必ずしも場合分けする必要はなく、予め一定値を設定すれば良いが、必要に応じて場合分けすることも可能である。

【0054】なお、N レンジまたは P レンジの遮断状態 ($S 7-1$) では、ベルト滑りを考慮する必要性が低い場合、ステップ $S 7-1$ では安全率 $S F = 1.0$ にすれば良い。

【0055】そして、最後のステップ $S 8$ では、ステップ $S 6-1 \sim S 6-4$ で求めた理論必要油圧 $P B$ にステップ $S 7-1 \sim S 7-4$ で求めた安全率 $S F$ を掛算して、必要油圧 $P B T$ を算出し、出力側可変プーリ 46 の油圧 P_0 が必要油圧 $P B T$ になるように、挟圧力制御回

路 70 のリニアソレノイド弁 74 に対する励磁電流を制御する。本実施例では、挟圧力制御手段 116 および挟圧力制御回路 70 を含んで挟圧力制御装置が構成されている。

【0056】このようなベルト式無段変速機の制御装置においては、ベルト滑りに関与する物理量の変化特性やばらつきに応じて設定される安全率 $S F$ が駆動状態か被駆動状態かによって異なり、駆動状態ではエンジントルクの変動に関する安全係数 $S F_1$ が安全率 $S F$ に反映されるのに対して、被駆動状態 (フューエルカット ON 時) ではそのエンジントルクの変動に関する安全係数 $S F_1$ が安全率 $S F$ に反映されないとともに、被駆動状態に特有の推力比 α のばらつきに関する安全係数 $S F_5$ が安全率 $S F$ に反映されるため、駆動状態か被駆動状態かによって必要油圧 $P B T$ の制御範囲が変更されて、ベルト滑りを回避しつつベルト挟圧力が適切に制御されるようになり、エネルギー損失を低減して燃費を向上させることができる。

【0057】また、本実施例では駆動状態、被駆動状態だけでなく、ベルト滑りを考慮する必要性が低い遮断状態か否かを判断して、遮断状態の場合は必要油圧 $P B T$ を別個に設定して油圧 P_0 を低圧に調圧するようになっているため、エンジン負荷が低減されて低温時のエンジン始動性が向上するとともに、N レンジでもブレーキブースタ 32 によりブレーキ助勢力が好適に得られるようになる。

【0058】また、本実施例ではフューエルカットの有無で被駆動状態が場合分けされており、フューエルカット時にはエンジントルクの変動に関する安全係数 $S F_1$ を加算することなく安全率 $S F$ が算出されるため、その分だけ必要油圧 $P B T$ の値が低くなってエネルギー損失が低減される。

【0059】以上、本発明の実施例を図面に基いて詳細に説明したが、これはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明が適用された車両用駆動装置の骨子図である。

【図 2】図 1 の車両用駆動装置におけるベルト式無段変速機の制御系統を説明するブロック線図である。

【図 3】図 2 の変速制御回路の具体例を示す回路図である。

【図 4】図 2 の挟圧力制御回路の具体例を示す回路図である。

【図 5】図 1 の前後進切換装置のクラッチおよびブレーキを係合、開放する油圧回路の一例を示す図である。

【図 6】図 2 の C V T コントローラが備えている機能を説明するブロック線図である。

【図 7】図 6 の変速制御手段によって行われる変速制御

17

において目標回転速度 N_{INT} を求める際に用いられる変速マップの一例を示す図である。

【図 8】図 6 の入力状態判断手段および挟圧力制御手段によって行われるベルト挟圧力制御を具体的に説明するフローチャートである。

【図 9】図 8 のステップ S 5-1 ~ S 5-4 で推定入力トルク T_{INT} を算出する際の信号処理を具体的に説明するフローチャートである。

【図 10】N → D シフトの際に係合させられる直結クラッチの係合油圧やタービン回転速度、入力トルクの変化を、アクセル OFF 時とアクセルが踏み込み操作された場合とを比較して示すタイムチャートである。

【図 11】図 9 のステップ R 7 で行われる推定入力トルクの補正の具体的な内容を説明する図である。

*

18

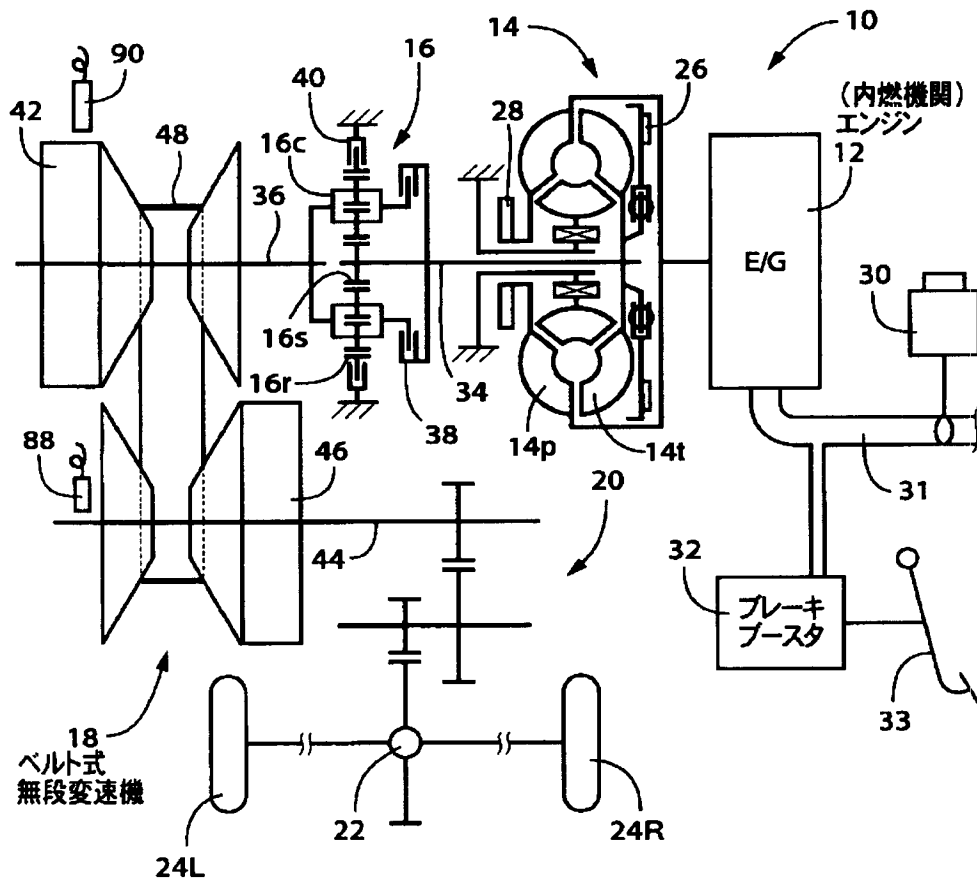
* 【図 12】図 8 のステップ S 7-1 ~ S 7-4 で算出される安全率 S_F の具体的な内容を説明する図である。

【図 13】図 8 のステップ S 6-1 ~ S 6-4 で算出される理論必要油圧 P_B と、推定入力トルク T_{INT} および変速比 γ との関係を示す図である。

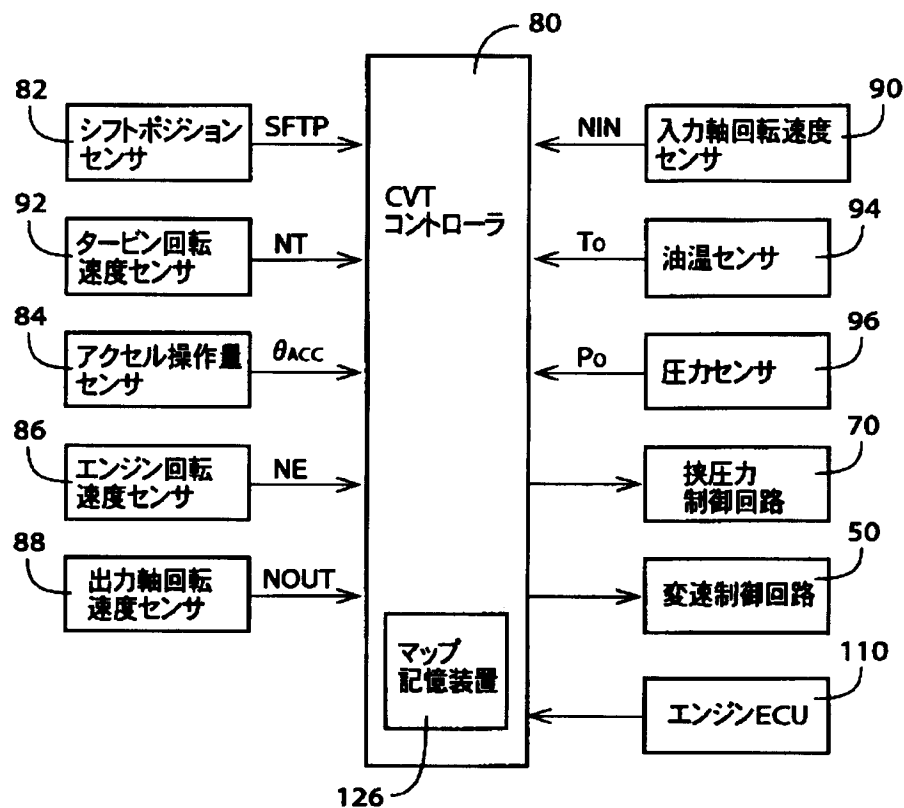
【符号の説明】

10 : 車両用駆動装置 12 : エンジン (動力源、内燃機関) 18 : ベルト式無段変速機 38 : 直結クラッチ (断続装置) 40 : 反力ブレーキ (断続装置) 42 : 入力側可変プーリ 46 : 出力側可変プーリ 80 : CVT コントローラ 114 : 入力状態判断手段 116 : 挟圧力制御手段 P_B : 理論必要油圧 (理論必要ベルト挟圧力) S_F : 安全率

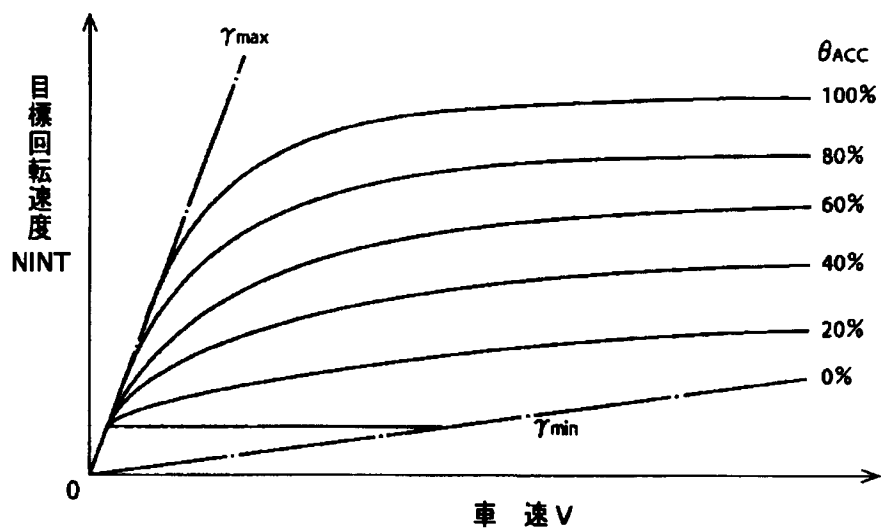
【図 1】



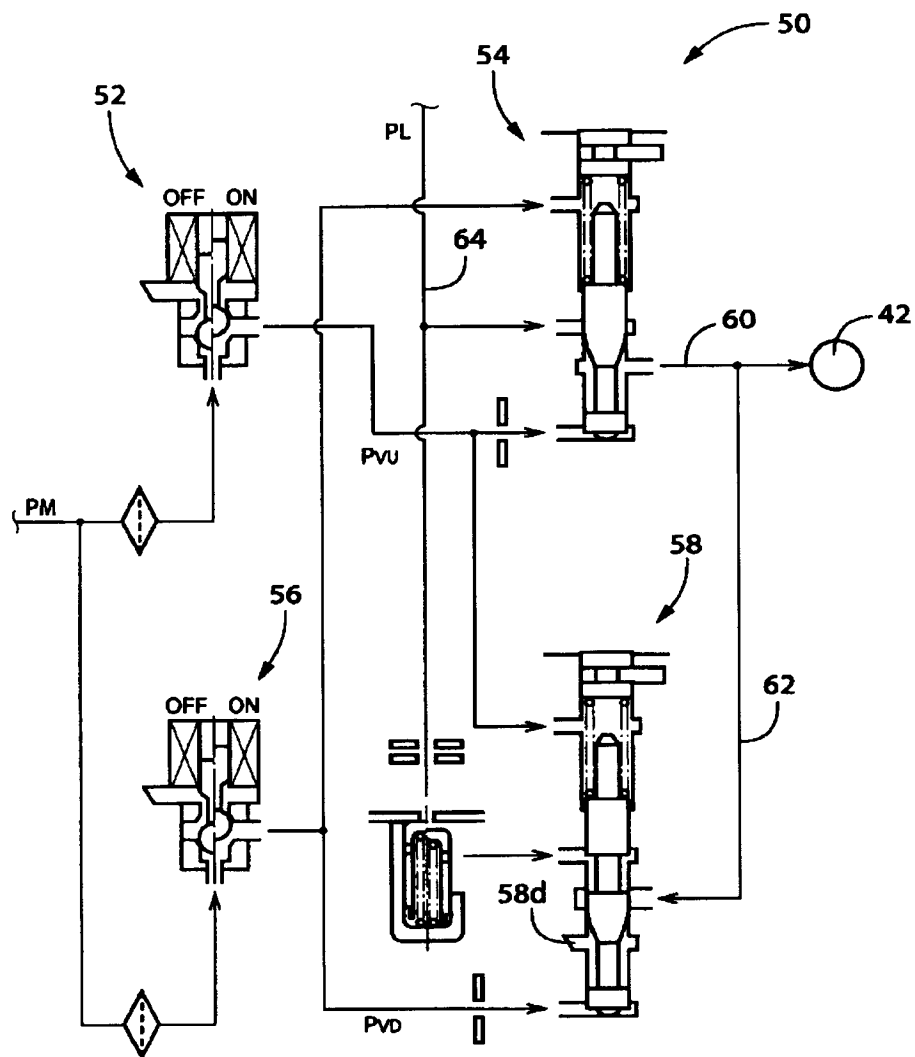
【図2】



【図7】



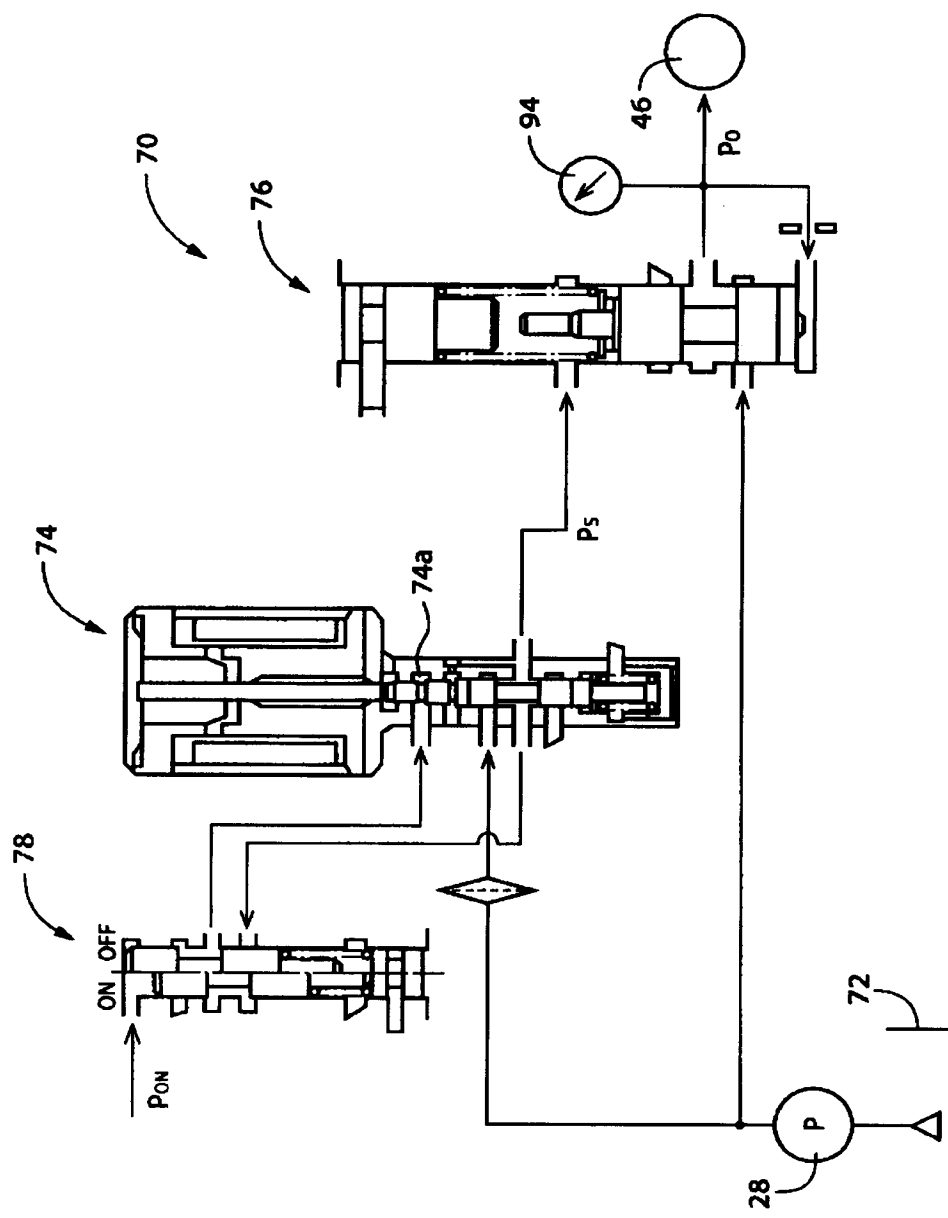
【図3】



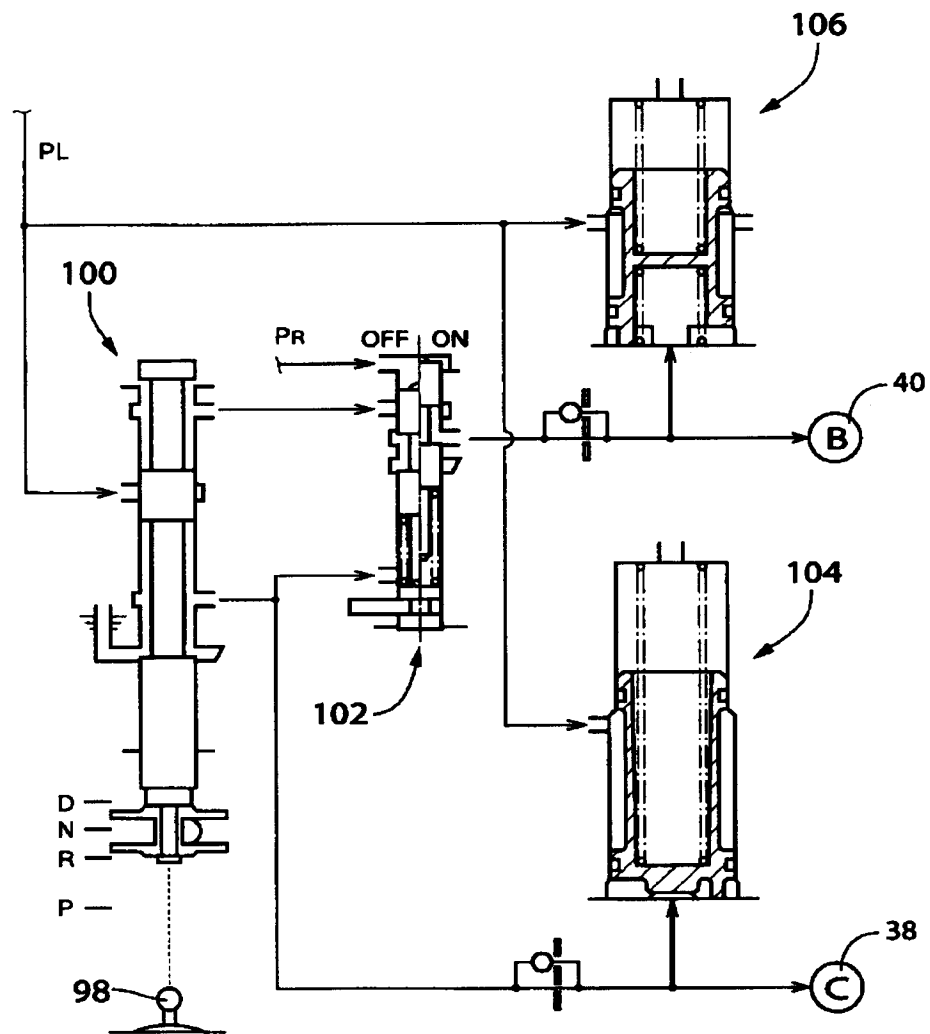
【図11】

	駆動	被駆動	ニュートラル
エンジンフリクショントルク	減算	加算	低温時のエンジン始動性/ブレーキ負圧を確保できる設定とする
オイルポンプ駆動トルク			
エアコン駆動トルク			
オルタネータ駆動トルク			

【図4】



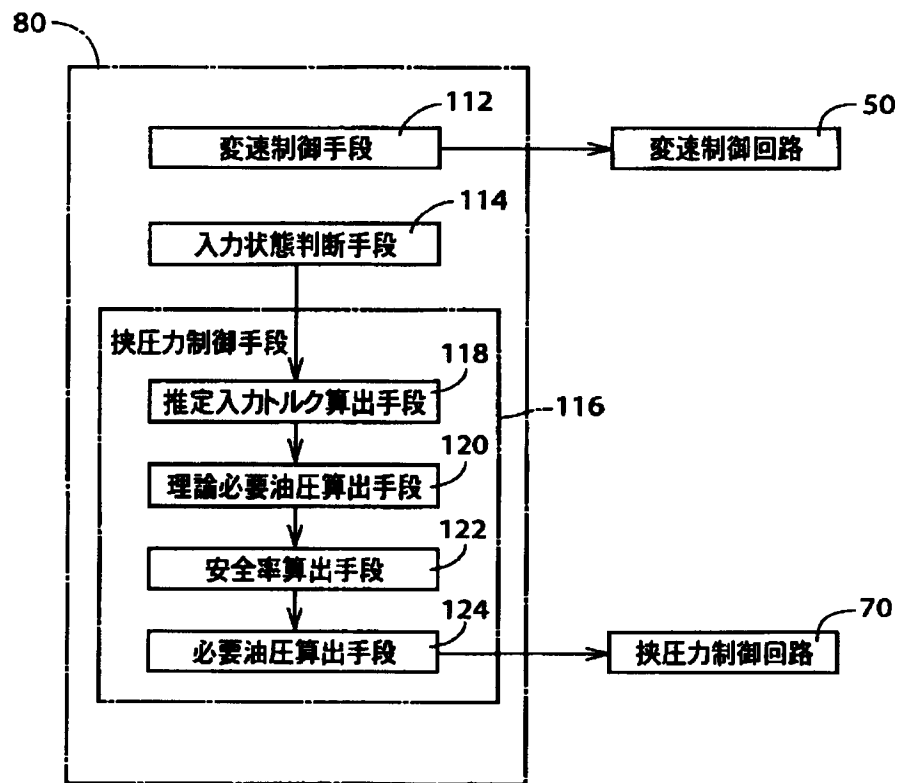
【図5】



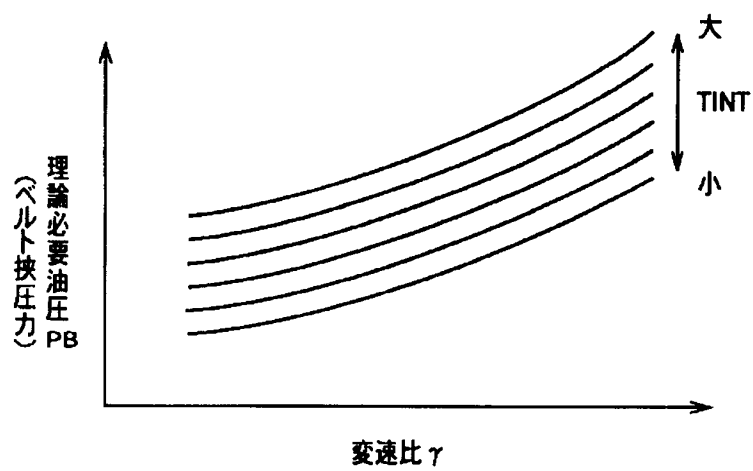
【図12】

	駆動	被駆動
エンジントルクの変動:SF ₁	○	△
エンジントルク(フリクショントルク)のばらつき:SF ₂	○	○
ベルト×プーリ間の摩擦係数のばらつきと温度特性:SF ₃	○	○
悪路や段差乗り越え時等路面からの逆入力:SF ₄	○	○
推力比のばらつき:SF ₅	×	○

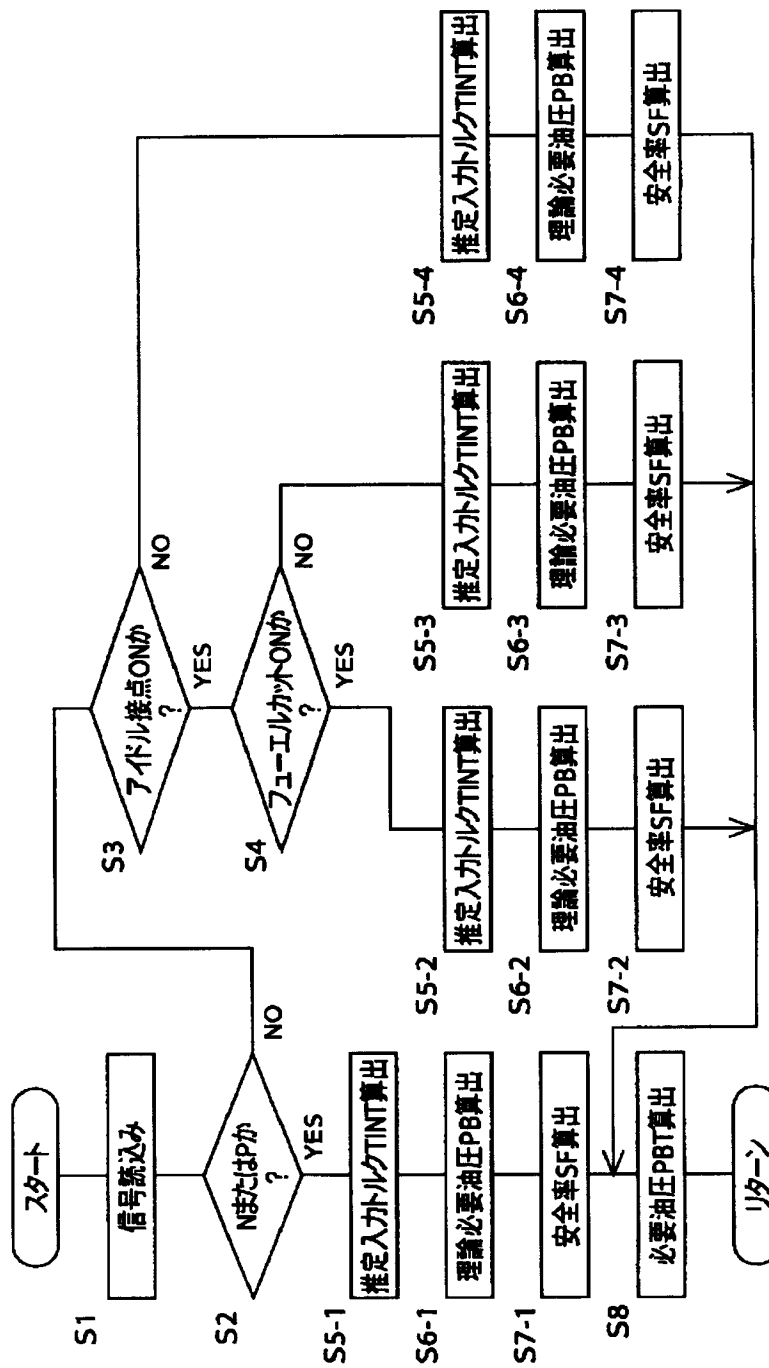
【図6】



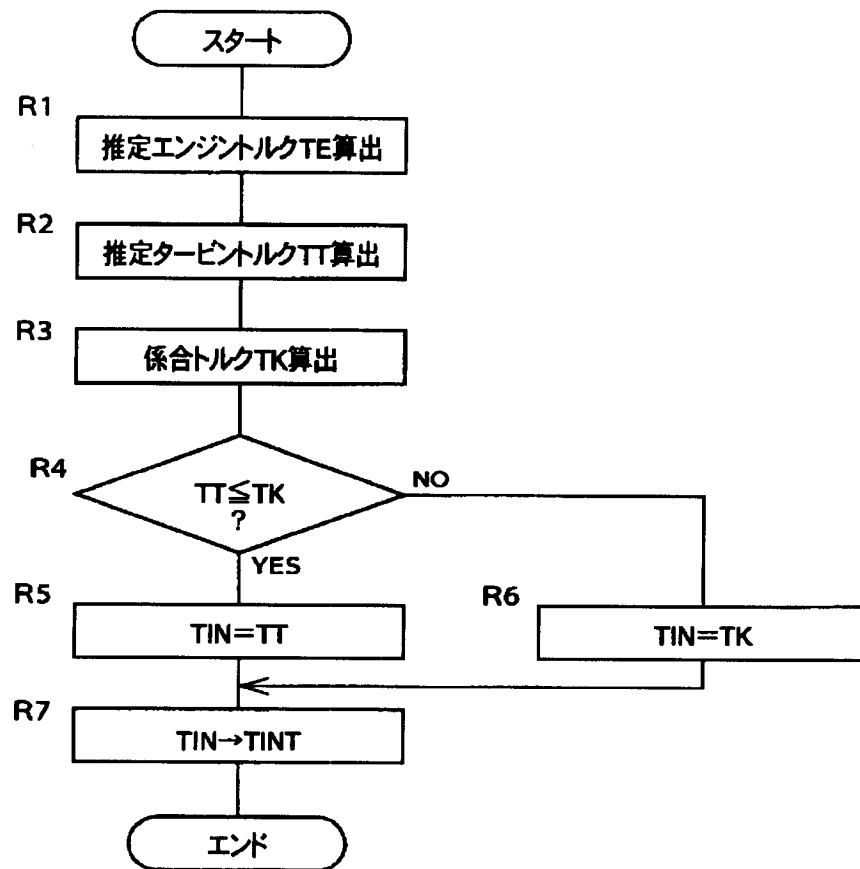
【図13】



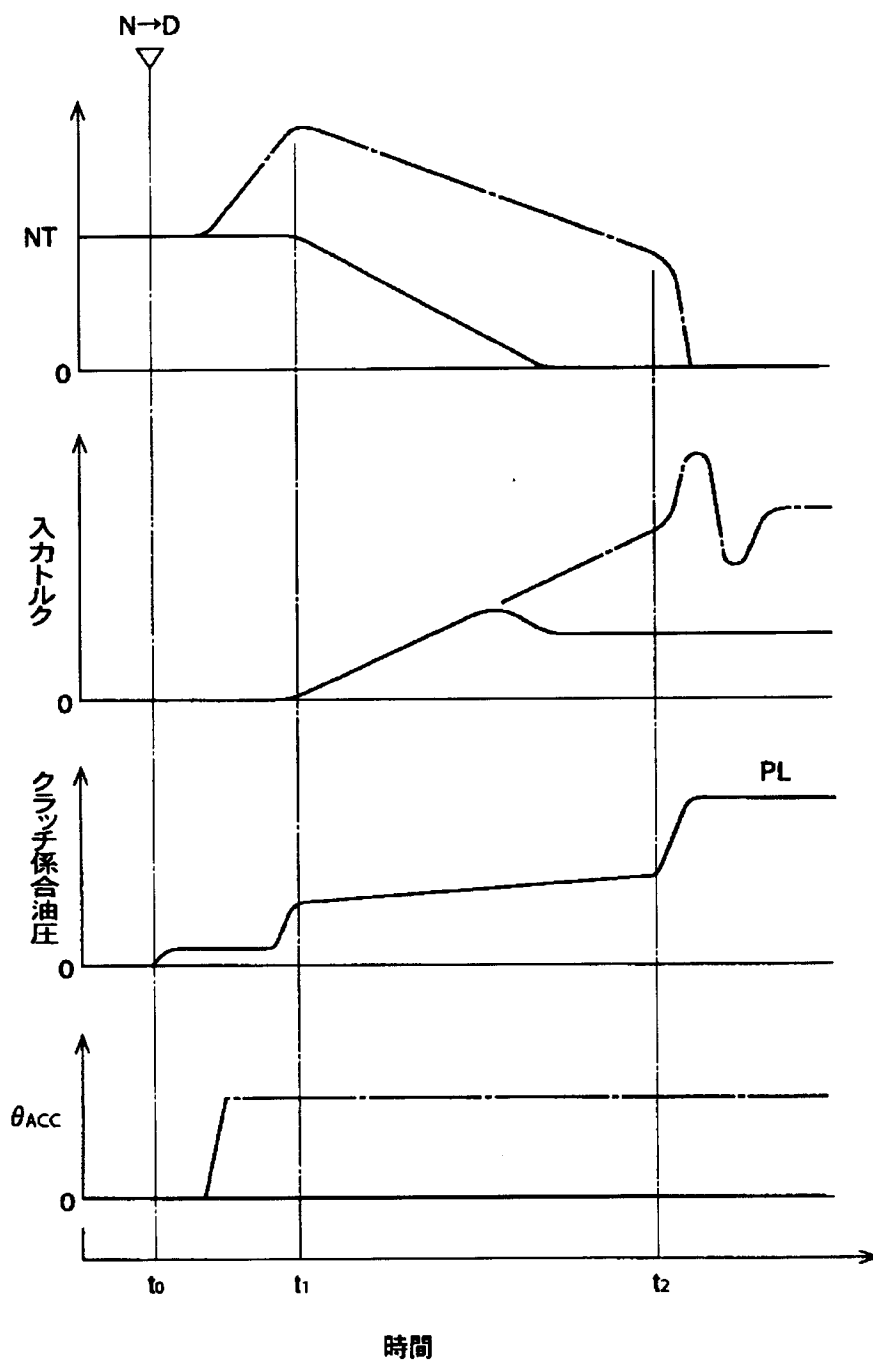
【図8】



【図9】



【図10】



フロントページの続き

(72)発明者 松尾 賢治
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 安江 秀樹
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 田村 忠司
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動
車株式会社内
(72)発明者 井上 大輔
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動
車株式会社内
(72)発明者 山本 良明
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動
車株式会社内
(72)発明者 近藤 宏紀
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動
車株式会社内

(72)発明者 羽淵 良司
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動
車株式会社内
(72)発明者 服部 勇仁
愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動
車株式会社内
F ターム(参考) 3J552 MA07 MA12 MA26 NA01 NA09
NB03 NB04 NB05 PA02 PA12
PA59 QA03C QA06C QA26C
QB04 RA22 RA27 RB12 RC18
SA36 SA53 SA57 TA01 UA07
VA18Z VA32Y VA32Z VA37Z
VA42Z VA48Z VA62Z VB01Z
VC01Z VC02Z VC05Z VC07Z
VC10Z VD02Z